Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

Research Article
Vol. 13, No. 2, 2023, p. 147-162

Thermal Analysis and Exergy of Linear Fresnel Reflectors for Feasibility of Use in Greenhouse Heating System

S. Noroozi[1], A. Maleki[2*], Sh. Besharati[3]

1- M.Sc. Student of Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Shahrekord University, Shahrekord, Iran
2- Associate Professor of Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Shahrekord University, Shahrekord, Iran
3- Lecture of Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Shahrekord University, Shahrekord, Iran
(*- Corresponding Author Email: maleki@sku.ac.ir)
https://doi.org/10.22067/jam.2021.72345.1060

Received: 05 September 2021 Revised: 07 November 2021 Accepted: 15 November 2021 Available Online: 15 November 2021	**How to cite this article:** Noroozi, S., Maleki, A., & Besharati, Sh. (2023). Thermal Analysis and Exergy of Linear Fresnel Reflectors for Feasibility of Use in Greenhouse Heating System. *Journal of Agricultural Machinery, 13*(2), 147-162. (in Persian with English abstract). https://doi.org/10.22067/jam.2021.72345.1060

Introduction

Solar energy is one of the most important sources of renewable energy, and it is used to address problems related to energy needs, including increasing fossil fuels, rising energy transportation costs, higher energy demand worldwide, and greenhouse gas emissions. Solar collectors harness the sun's thermal energy to convert it into useful and usable energy. Solar collectors are divided into several types, including parabolic trough collectors (PTCs), linear Fresnel reflectors (LFRs), solar plates, and central towers. Among these, the most common heat generation systems are linear adsorption technologies. In this study, we examine the use of LFR technology for greenhouse heating during the winter in Shahrekord.

Materials and Methods

Previous studies (Huang *et al.*, 2014) were used for optical analysis. The Daneshyar model was utilized to calculate the amount of solar energy available at a particular location. Mathematical formulas were employed to calculate the instantaneous energy equilibrium, and a heat transfer resistance model was developed to calculate the heat loss of different parts of the collector. To create a model, the total amount of exergy must first be calculated, which can be done by using the Petlla formula given by Bellos *et al.* (2019).

Results and Discussion

The following results were obtained from this study:

- The proposed mathematical model for calculating solar energy was accurate in terms of daily and instantaneous performance. This model was valid for both clear and cloudy days, making it applicable in a variety of weather conditions.
- The maximum useful heat production of the current system for February was about 2.5 kW, resulting in an increased liquid temperature of 16 degrees Celsius in the heat tank.
- The maximum thermal efficiency of the Fresnel collector during the day was 64%, while the average daily efficiency was 56.4%.
- The most significant parameters that affected the production of useful energy were the position of the sun during the day and the number of cloudy days.
- The system was capable of heating stored water to 98 degrees per day, available for up to 14 hours.
- The system under consideration can be used to produce heat up to 1260 watts for 15 hours without heating the tank. The generated heat can be utilized in the food industry for steam production and industrial desalination of water.
- The decrease in exergy efficiency was due to the reduction in the thermal efficiency of the system and the

increase in the thermal difference between the collector and ambient temperatures. Higher values can be achieved by reducing the heat losses, which is a reason to reduce the exergy efficiency of the system.

Conclusion

This paper investigated the daily performance of a linear Fresnel collector with an 18 square meter mirror field, a parabolic collector, and an insulated storage tank with a volume of 250 liters. The investigation included experimental analysis and theoretical formulation of thermal phenomena under the weather conditions of Shahrekord. The mathematical model developed for this system is based on the energy balance in the collector and storage tank. The results show that this is an efficient greenhouse heating system, with an average thermal efficiency of 56%, which is reasonable and competitive with other similar technologies. Additionally, the cost of construction and maintenance of this system is much lower than that of competitors.

Keywords: Concentrated collectors, Heat loss, Reflector, Thermal efficiency

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۳، شماره ۲، تابستان ۱٤۰۲، ص ١٦٢-١٤٧

تحلیل حرارتی و اکسرژی متمرکزکننده فرنل خطی به‌منظور امکان‌سنجی استفاده در سامانه گرمایش گلخانه

سعید نوروزی[۱]، علی ملکی[۲*]، شاهین بشارتی[۳]

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۶/۱۴
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۸/۲۴

چکیده

در سال‌های اخیر افزایش آلودگی هوا، قیمت حامل‌های انرژی و تنش آبی به دلیل تغییرات اقلیم باعث شده تا استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر به‌ویژه انرژی خورشیدی افزایش یابد. جمع‌کننده‌های خورشیدی یکی از منابع مهم جمع‌آوری و تامین انرژی گرمایی هستند. در این راستا بازده و کارایی این کلکتورها و اقدامات لازم برای افزایش این عامل‌ها از اهمیت خاصی برخورار است. لذا در این پژوهش عملکرد روزانه یک بازتابنده فرنل خطی جهت استفاده در سیستم گرمایش یک گلخانه در بهمن ماه در شرایط آب و هوایی شهرکرد به‌صورت عددی بررسی خواهد شد. این سامانه دارای یک گیرنده صفحه تخت با ۱۸ مترمربع میدان آینه بوده و به یک مخزن ذخیره‌سازی باحجم ۲۵۰ لیتر متصل شده است. علاوه بر این، بر اساس تعادل انرژی در جمع‌کننده و مخزن ذخیره‌سازی، یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی عملکرد روزانه سامانه مورد نظر تهیه شد. تحلیل‌ها نشان داد که بیشینه بازده حرارتی سامانه برابر با ۶۴ درصد و حداکثر تولید حرارت مفید ۵/۱ کیلووات است که توانایی گرمایش محیط گلخانه را در طول شب در ماه بهمن را دارد. همچنین از نتایج این پژوهش می‌توان برای ارزیابی سامانه‌های متمرکز خورشیدی و به‌ویژه بازتابنده‌های فرنل خطی استفاده کرد.

واژه‌های کلیدی: بازتابنده، بازده حرارتی، تلفات حرارتی، متمرکزکننده‌های متمرکز

مقدمه

کشاورزی یکی از پردرآمدترین و در عین حال پرمصرف‌ترین بخش تولیدی در کشور می‌باشد.تحقیقات نشان می‌دهد افزایش بهره‌وری در کشاورزی با افزایش مصرف انرژی همراه است به‌طوری که در ۵۰ سال گذشته تولید گازهای گلخانه‌ای در این بخش دو برابر شده است (Smith *et al*., 2014). طبق مطالعات صورت‌گرفته، بخش کشاورزی بیش از ده درصد از گازهای گلخانه‌ای جهان را تولید می‌کند اگر سهم منابع طبیعی را نیز به حساب بیاوریم این مقدار به حدود ۳۰ درصد خواهد رسید (Smith *et al*., 2008) که خود نشان‌دهنده اهمیت اصلاح مصرف انرژی در این بخش است همچنین میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای در کشورهای در حال توسعه رو به افزایش است این در حالی است که در جوامع توسعه‌یافته این مقدار رو به کاهش است (Jovanović, Kašćelan, Despotović, & Kašćelan, 2015).

رشد و توسعه کشاورزی نوین استفاده از ادوات و ماشین‌آلات مدرن، استفاده از بسترهای کشت مصنوعی و گلخانه‌ای در این صنعت موجب ایجاد ارتباط مستقیم بین رشد کشاورزی و انتشار آلودگی شده است و باید در جهت کاهش ایجاد آلودگی بخش کشاورزی راه‌حل‌هایی ارائه شود (Babu, Raj, & Arasu, 2019).

بررسی‌های انجام شده بر روی مصرف انرژی کشت گلخانه‌ای نشان می‌دهد که بیشترین هزینه تولید گلخانه‌ای مربوط به گرمایش گلخانه است. بستگی به نوع سامانه گرمایشی می‌تواند تا ۴۰درصد هزینه‌ی نهایی محصول را شامل شود (Baudoin *et al*., 2013). همچنین در کشوری مانند ترکیه این مقدار بیشتر و برابر با۶۰ تا ۸۰ درصد هزینه‌های تولید نهایی محصول را شامل می‌شود (Ozgener & Hepbasli, 2006). برخی تحقیقات نشان می‌دهد که بیش از ۹۰

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
۲- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
۳- مربی، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
(*- نویسنده مسئول: (Email: maleki@sku.ac.ir
https://doi.org/10.22067/jam.2021.72345.1060

درصد هزینه‌های تولید گلخانه‌ای مربوط به هزینه گرمایش است (Sherafati, 2009). کمینه دمای کمتر از ۱۲ درجه سلسیوس اثرات بدی بر عملکرد و کیفیت بیشتر محصولات کشاورزی دارد (Hassan Dokht, 2005). انرژی خورشیدی یکی از مهم‌ترین منابع انرژی تجدیدپذیر است و بهره‌برداری از آن برای مقابله با مشکلات امروزه انرژی مانند افزایش مصرف سوخت فسیلی، افزایش قیمت برق، تقاضای بالای انرژی در سراسر جهان و انتشار گازهای گلخانه‌ای پاسخ مناسبی است (Balaji, Reddy, & Sundararajan, 2016). در پژوهشی عملکرد سامانه گرمایش تجدیدپذیر برای گلخانه با استفاده از پنل‌های فتوولتائیک برای تولید برق و ذخیره‌ی آن به‌منظور راه‌اندازی پمپ زمین گرمایی در طول شب بررسی گردید (Anifantis, Colantoni, & Pascuzzi, 2017). همچنین گروهی دیگر از پژوهشگران توانایی یک مدل سامانه‌ی متمرکزکننده حرارتی خورشیدی آبی برای گرمایش گلخانه را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها گزارش کردند که سامانه‌ی پیشنهادی هزینه‌های گرمایش گلخانه را تا ۸۱/۵ درصد کاهش می‌دهد (Attar & Farhat, 2015). این مقدار نشان‌دهنده اهمیت استفاده از متمرکزکننده‌های خورشیدی در سامانه‌های گرمایشی است. گرمایش خورشیدی خود به دو نوع متمرکز و غیرمتمرکز مانند متمرکزکننده‌های صفحه تخت تقسیم می‌شوند.

متمرکزکننده‌های متمرکز به انواع سهموی (PTC[1])، بازتابنده فرنل خطی (LFR[2])، بشقاب خورشیدی و برج خورشیدی تقسیم می‌شود. در میان آن‌ها، متداول‌ترین سامانه‌های تولید گرما فناوری‌های جاذب خطی هستند، مانند انواع سهموی و متمرکزکننده فرنل که عملکرد تقریبا یکسانی دارند (Xu *et al*., 2014). در صورت ثابت نگه داشتن ناحیه جاذب، افزایش نسبت تراکم متمرکزکننده فرنل با افزودن بازتابنده‌های اضافی روی زمین قابل حل خواهد بود (Nixon, Dey, & Davies, 2013). بسیاری از مطالعات با تنظیم متغیرهای مختلف بهینه‌سازی از جمله عرض میدان، فاصله کانونی و فاصله آینه‌ها، بهینه‌سازی متمرکزکننده فرنل را مورد بررسی قرار دادند (Bellos *et al*., 2019). در مطالعاتی متمرکزکننده فرنل را با ردیابی آزیموت مورد بررسی قرار دادند و آن‌ها ۶۱٪ میانگین عملکرد بازده حرارتی را با سطح دمای مایع نزدیک به ۴۰۰ درجه سلسیوس به‌دست آوردند (Huang, Li, & Huang, 2014).

در طرح‌های بازتابنده ثانویه می‌توان به دو نوع اصلی ذوزنقه‌ای و سهموی اشاره کرد. در یکی از مطالعات به‌طور آزمایشی متمرکزکننده فرنل ذوزنقه‌ای بدون پوشش بررسی شد و بازده حرارتی نسبتاً کم ۳۰ درصد و دمای آب نزدیک به ۷۰ درجه سلسیوس به‌دست آمد. دلیل این بازدهی کم را طراحی بازتابنده ثانویه و تلفات نوری دانستند (Mokhtar, Boussad, & Noureddine, 2016). در یکی دیگر از مطالات متمرکزکننده فرنل که با بازتابنده ثانویه‌ی ذوزنقه‌ای بررسی شده بود، حداکثر بازده نوری پیکربندی پیشنهادی نزدیک به ۷۵٪ بود که یک مقدار مناسب قابل رقابت با انواع سهموی است (Huang *et al*., 2014). بازتابنده ثانویه با شکل سهموی، کارآمدتر از بازتاب مربوط با هندسه ذوزنقه است (Loni, Kasaeian, Asli-Ardeh, & Ghobadian, 2016). در تحقیقی دیگری که نوع فرنل با بازتابنده ثانویه سهموی با نمک مذاب کار می‌کرد حداکثر بازده سامانه برابر با ۶۵٪ گزارش شد (Qiu, He, Cheng, & Wang, 2015). به‌منظور حداکثر رساندن بازدهی نوری بازتابنده فرنل خطی همراه با سامانه ردیابی خورشیدی طرح‌های مختلفی برای این سامانه در نظر گرفته شده است در یکی از مطالعات سامانه طراحی شده دارای دقت ۰/۰۰۶± و افزایش ۱۶/۶۴ درصدی انرژی در انرژی تولیدی است (Barbón *et al*., 2021). در جدیدترین مطالعات صورت گرفته استفاده از نانو سیال‌ها به‌عنوان سیال انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که باعث افزایش بازدهی حرارتی این سیستم ها می‌شود (Said *et al*., 2021; Wang *et al*., 2020). کاربرد سامانه فرنل خطی تنها به تولید انرژی حرارتی مفید نبوده و کاربرد آن در طراحی سیستم‌های فتوولتائیک متمرکز نیز بررسی شده است این سیستم‌ها به‌دلیل دارا بودن چگالی نوری بیشتر بازدهی نوری بالاتر را ارائه می‌دهند (Boito & Grena, 2021).

مشکلات زیست‌محیطی استفاده از سوخت‌های فسیلی و چالش‌های کشت گلخانه در فصل‌های خارج از کشت که معمولا با بیشینه‌ی مصرف انرژی کشور همراه است، استفاده از یک سامانه گرمایش خورشیدی با مزایایی مانند ثبات قیمت و تولید انرژی مورد اهمیت است زیرا انرژی تولیدی رایگان و همیشگی است. با توجه تحقیقات انجام شده امکان‌سنجی به‌کارگیری سامانه متمرکزکننده فرنل خطی برای گرمایش گلخانه، از اهمیت خاصی برخوردار است. لذا با توجه به شرایط آب و هوایی فصل زمستان شهرکرد، یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی عملکرد روزانه سامانه ایجاد شده، معادلات تحلیلی در مورد عملکرد سامانه به منظور معرفی یک مدل ریاضی از سامانه‌های متمرکزکننده فرنل یکپارچه پیشنهاد می‌شود. می‌توان بیان نمود که هدف این کار ارائه یک تحلیل نظری جامع، برای تعیین عملکرد روزانه یک متمرکزکننده فرنل خطی و امکان‌سنجی استفاده از این سیستم برای گرمایش گلخانه به‌منظور کاهش هزینه‌های تولید و رفع موانع کشت گلخانه‌ای در ماههای سرد سال است.

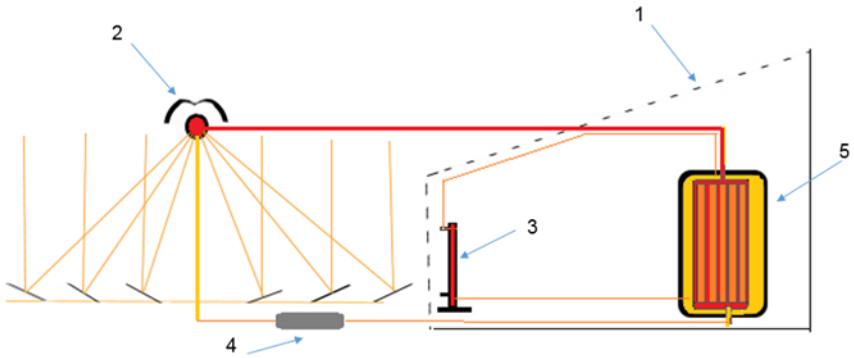
مواد و روش‌ها

با توجه به ضروت بررسی سامانه گرمایش گلخانه با استفاده از

1- Parabolic trough collector
2- Linear fresnel reflector

جمع‌کننده‌های فرنل خطی، گلخانه‌ای با ابعاد و نیاز حرارتی مشخص در نظر گرفته شد. بر اساس نیاز حرارتی گلخانه، نیاز حرارتی ۱۹۶۰ وات در کمینه دمای منفی ۲۰ درجه سلسیوس است (Jafari, Mortezapour, Jafari Naeimi, & Maharlooei, 2017). سامانه متمرکزکننده فرنل خطی طوری طراحی شده است که (این طرح، شامل تعدادی بازتابنده‌های اولیه و نوع بازتابنده ثانویه) برای دست‌یابی به چگالی نوری مناسب و تامین بخشی از نیاز حرارتی در طول شب فراهم کند. برای محاسبه چگالی نوری مناسب ابتدا باید طرح کلی سیستم را از نظر بازدهی نوری سنجید سپس بر اساس بازدهی حرارتی می‌توان میدان آینه‌های اولیه را مشخص نمود. هم‌چنین این سامانه دارای یک مخزن ذخیره حرارتی برای تامین نیاز حرارتی گلخانه در شب و یک المنت حرارتی کمکی برای جبران کامل نیاز حرارتی آن است.

برای ارزیابی سامانه‌ی گرمایش طراحی شده، از گلخانه با ساختار یک طرفه به طول ۵ متر، عرض۲/۱۶ متر با ارتفاع قسمت جلو گلخانه ۱/۵ متر و قسمت عقب ۲/۷۵ متر استفاده می‌شود. در مورد ساختار گلخانه از قوطی‌های آهنی با سطح مقطع ۴×۴ سانتی‌متر و سطح بیرونی آن پوشیده شده از ورق‌های پلی‌کربنات شفاف با ضخامت ۱۰ میلی‌متر ساخته شده (Jafari *et al*., 2017). به‌منظور استفاده از انرژی حرارتی خورشیدی از یک بازتابنده فرنل خطی همراه با یک مخزن ذخیره‌سازی حرارتی استفاده شده است. سامانه گرمایشی طوری طراحی شده است تا حرارت تولیدی متمرکزکننده در مخزن، ذخیره و مبدل حرارتی وظیفه انتقال حرارت به محیط گلخانه را دارد (شکل ۱).



شکل ۱– نمای کلی یک سامانه گرمایشی فرنل خطی نصب‌شده در گلخانه: ۱– گلخانه، ۲– متمرکزکننده خطی فرنل، ۳– مبدل حرارتی، ۴– پمپ، ۵– مخزن

Fig.1. Overview of a linear Fresnel heating system installed in the greenhouse: 1-Greenhouse, 2- Fresnel linear concentrator, 3- Heat exchanger, 4- Pump, 5- Tank

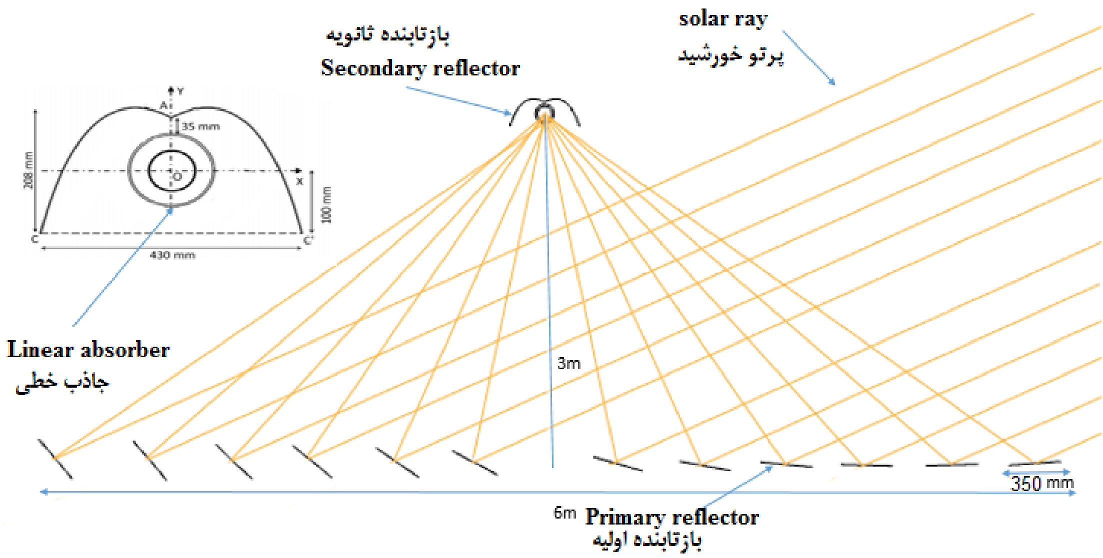
بازتابنده فرنل خطی مورد بررسی در شکل ۲ نشان داده شده است. این متمرکزکننده دارای یک گیرنده با جاذب خطی است. جاذب با استفاده از مواد عایق شفاف، عایق‌بندی شده است. جهت‌گیری جمع کننده جنوب– شمال (زاویه آزیموت صفر) است. محاسبات و ارزیابی نظری متمرکزکننده فرنل برای شرایط آب و هوایی شهرکرد (مدار ۲۳ تا۳۲ درجه عرض جغرافیایی) در ماه بهمن انجام شد. همچنین جهت افزایش بازدهی سامانه یک سامانه ردیابی خودکار برای حرکت بازتابنده‌ها در نظر گرفته شده است. سرعت باد ثابت و به مقدار ۳ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده و از تلفات حرارتی در مسیر حرکت سیال خارج از جاذب صرف‌نظر شده است. مایع کار در متمرکزکننده آب و سطح دمای بررسی شده تقریباً تا ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد (سامانه آنتالپی کم) است.

محاسبه‌ی انرژی جذب خوشیدی

عوامل متعددی در میزان تابش خورشیدی در هر منطقه موثر است مثل طول و عرض جغرافیایی، ارتفاع از سطح دریا، میزان آلودگی، گرد و غبار، عوامل هواشناسی مانند رطوبت و مقدار ابر و غیره. اکثر مدل‌های پیش‌بینی نیز بر اساس این اطلاعات پایه‌گذاری شده‌اند علاوه بر شرایط آب و هوایی، وضعیت اقتصادی نیز باید مورد توجه قرار گیرد. می‌توان از مدل دانشیار برای محاسبه‌ی مقدار انرژی نوری خورشید استفاده کرد.

پارامترها و زوایه‌های خورشیدی

برای محاسبه مقدار تابش خورشیدی رسیده به سطح زمین احتیاج به تعریف پارامتر و زاویه‌های خورشیدی است که در موارد زیر اشاره شده است (Ebrahimpour, Maaref, & Nairi, 2009).



شکل ۲- قسمت‌های مختلف یک سامانه بازتابنده فرنل خطی

Fig.2. Different parts of a linear Fresnel reflector system

زاویه انحراف δ: زاویه بین پرتوهای خورشید و خط استوا است و از رابطه (۱) بر حسب درجه محاسبه می‌شود.

$$\delta = 23.45 * \sin\left[\frac{360}{365} * (284 + N)\right] \quad (۱)$$

در رابطه (۱) مقدار N برابر با شماره روز بر مبنای اول ماه میلادی است.

زاویه ساعت ω: برای محاسبه زاویه ساعت می‌توان از رابطه (۲) استفاده کرد.

$$\omega = 15\left(h - 12.5 + \frac{E_t}{60} + \frac{L}{15} - T_Z\right) \quad (۲)$$

معادله زمان E_t از رابطه (۳) محاسبه می‌شود.

$$E_t = 229.18\left(\begin{matrix}0.000075 + 0.001868\cos\delta - 0.032077\sin\delta \\ -0.014615\cos2\delta - 0.040849\sin2\delta\end{matrix}\right) \quad (۳)$$

اخلاف ساعت زمانی منطقه‌ای از رابطه (۴) قابل محاسبه است.

$$T_Z = (L + 7.5)/15 \quad (۴)$$

در رابطه (۴) L برابر با طول جغرافیایی محل می‌باشد.

مدل دانشیار: این مدل بر اساس روابط تجربی برای تخمین میزان تابش خورشیدی در ۳۴ شهر ایران به‌دست آمده است. بر این اساس مقدار تابش کل بر سطح افق از رابطه (۵) محاسبه می‌شود.

$$Qs=1.432+2.107(90-\theta_Z)+121.3CF+950[1-\exp(-0.75(90-\theta_Z))](1-CF)\cos\theta_Z \quad (۵)$$

مقدار انرژی به‌دست آمده بر حسب (Wm^{-2}) خواهد بود. در این رابطه CF ضریب ابر است.که از رابطه‌ی تقریبی $CF = 1 - \frac{n}{N}$ که مقدار $\frac{n}{N}$ برابر با مقدار ساعات آفتابی روز به کل ساعات روز می‌باشد. مقدار θ_Z زاویه سمت راس خورشید می‌باشد که از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$\cos\theta_Z = \sin\delta\,.\sin\phi + \cos\delta\,.\cos\phi\cos\omega \quad (۶)$$

در رابطه‌ی (۶)، مقدار ϕ برابر با عرض جغرافیایی محل می‌باشد.

بازده نوری ηopt

بازده نوری به‌وسیله‌ی پارامترهای زیر مانند ضریب جذب گیرنده (α)، ضریب بازتاب آینه‌ها (ρ)، ضریب انتقال پوشش (τ) و عامل رهگیری (γ) محاسبه می‌شود. علاوه بر این، برای در نظر گرفتن تغییر بازده نوری برای موقعیت های مختلف خورشید، از یک پارامتر اضافی، اصلاح‌کننده زاویه بازتاب خورشید (K) استفاده می‌شود. بنابراین، می‌توان نوشت:

$$\eta_{opt} = \alpha.\tau.\rho.\gamma.k \quad (۷)$$

عامل رهگیری γ به عنوان کسری از تابش منعکس شده در جاذب به کل تابش منعکس‌شده تعریف می‌شود و برابر با ۰/۹۵ انتخاب می‌شود.

مشخصات سامانه گرمایشی فرنل خطی

نوع سامانه گرمایش خورشیدی متمرکزکننده فرنل خطی است که شامل ردیف‌های آینه به طول ۳ متر و عرض ۰/۳۵ است. طول جاذب ۳/۵ متر کمی بیشتر از طول آینه‌های اولیه در نظر گرفته می‌شود (به دلیل تابش مایل خورشید و افزایش بازدهی نوری). تعداد ردیف آینه‌ها بر اساس نیاز حرارتی قابل تغییر خواهد بود با توجه به نیاز حرارتی شبانه گلخانه به مخزن با حجم ۲۵۰ لیتر آب نزدیک ۱۰۰ درجه

سلسیوس نیاز است. با توجه به میزان تابش خورشیدی شهر شهرکرد بدون در نظر گرفتن بازدهی نوری و حرارتی سامانه تعداد ۱۲ ردیف آینه توانایی گرمایش این مقدار آب را تا دمای ۹۷ درجه دارند. تلفات محاسبه و با استفاده از المنت حرارتی یا افزایش ردیف‌های آینه پاسخ داده می‌شود. نوع بازتابنده آینه یا آلومینیوم آنودایز شده است. قاب کلتور از فولاد گالوانیزه ساخته می‌شود. وزن تخمینی سازه کمتر از ۵۰۰ کیلوگرم و عمر مفید سامانه بیش از ۲۰ سال تخمین زده شده است (Tagle, Agraz, & Rivera, 2016).

مساحت موثر آینه‌های اولیه (Aa) بر حسب (m^2) با استفاده از رابطه‌ی (۸) محاسبه می‌شود. این پارامتر با فرض این‌که آینه‌های اولیه در جهت افقی هستند مساحت موثر بازتابنده‌های اولیه را برآورد می‌کند (Sharma, Nayak, & Kedare, 2015).

$$A_a = N_{rf}.W_0.L \qquad (۸)$$

مقادیر N_{rf} تعداد ردیف‌های آینه‌ها، W_0 برابر با عرض آینه‌ها و L طول آینه‌ها بر حسب (m) است. پرتو مستقیم خورشیدی موجود (Qs) بر حسب (W) از رابطه (۹) محاسبه شده است که در آن مقدار DNI[1] برابر با نرخ تابش مستقیم نرمال بر حسب (Wm^{-2}) است.

$$Q_s = A_a.DNI \qquad (۹)$$

تولید گرمای مفید توسط سامانه (Qu) با استفاده از تعادل انرژی در حجم سیال (رابطه ۱۰) بر حسب وات محاسبه شد (Bellos *et al.*, 2016).

$$Q_U = \dot{m}.c_p.(T_{out} - T_{in}) = G_b.\eta_o.A_a - A_r.U_L.(T_r - T_{am}) \qquad (۱۰)$$

مقدار $\dot{m}$ برابر با جرم آب برحسب کیلوگرم بر ثانیه است. c_p برابر با ظرفیت گرمایی ویژه، T_{in} و T_{out} به‌ترتیب دمای ورودی و خروجی متمرکزکننده است. G_b برابر با تابش نرمال خورشیدی در محل (W)، A_r برابر با مساحت جاذب (m^2)، U_L برابر با ضریب اتلاف حرارتی جاذب ($Wm^{-2}K^{-1}$) مقادیر T_{am} و T_r برابر با دمای محیط و دمای جاذب بر حسب (°C) است.

بازده حرارتی

بازده حرارتی (ηth) در متمرکزکننده خطی فرنل به‌عنوان نسبت گرمای مفید به انرژی خورشیدی موجود تعریف می‌شود که در آن A_a مساحت متمرکزکننده فرنل و DNI شدت تابش خورشیدی هستند. با به‌دست آوردن راندمان نوری بازتاب‌کننده فرنل خطی می‌توان عملکرد نوری آن‌را (رابطه ۱۱) تحلیل کرد (Kalogirou, 2012).

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} = \frac{Q_{LFR}}{A_a * DNI} \qquad (۱۱)$$

1- Direct Normal Irradiance

همچنین ضریب حذف گرما (FR) از رابطه (۱۲) به‌دست آمده است (Kalogirou, 2012).

$$F_R = \frac{m_c.c_p}{A_r.U_L}.\left[1\text{-}\exp\left(\frac{A_r.U_L\acute{F}}{m_c.c_p}\right)\right] \qquad (۱۲)$$

$\acute{F}$ ضریب کارایی کلکتور از رابطه‌ی (۱۳) محاسبه می‌شود (Duffie, Beckman, & Blair, 2020).

$$\acute{F} = \frac{1/U_L}{1/U_L + \frac{D_{ro}}{h_{fi}.D_{ri}} + \frac{D_{ro}}{2k_m}\left[ln\left(\frac{D_{ro}}{D_{ri}}\right)\right]} \qquad (۱۳)$$

در این رابطه، مقادیر D_{ro} و D_{ri} قطر خارجی و داخلی جاذب، h_{fi} و k_m ضرایب انتقال حرارت مایع و جاذب هستند. میانگین دما در گیرنده از رابطه‌ی (۱۴) به‌دست می‌آید (Belessiotis, Mathioulakis, & Papanicolaou, 2010).

$$T_r = T_i + \frac{Q_u}{A_r.U_L.F_R}(1\text{-}F_R) \qquad (۱۴)$$

تعادل‌های آنی انرژی

ترازهای اساسی انرژی سامانه در زیر آورده شده است. تعادل انرژی در جاذب را می‌توان با استفاده از رابطه‌ی (۱۵) تعیین کرد (Duffie, Beckman, & Blair, 2020).

$$Q_u + (Mc)_c\frac{dT_f}{dt} = Q_{abs} - (UA)_c(T_f - T_{am}) \qquad (۱۵)$$

مقدار Q_{abs} کل انرژی خورشیدی رسیده به متمرکزکننده، $(Mc)_c$ ظرفیت حرارتی جاذب متمرکزکننده، $(UA)_c$ ضریب اتلاف حرارتی جاذب متمرکزکننده است. تعادل انرژی در مبدل حرارتی مخزن ذخیره را می‌توان به‌صورت رابطه‌ی (۱۶) نوشت (Belessiotis *et al.*, 2010):

$$Q_u = (UA)_{ex}.(T_f - T_{st}) \qquad (۱۶)$$

$(UA)_{ex}$ ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی و T_{st} برابر با دمای مخزن حرارتی است. تعادل انرژی در مخزن ذخیره‌سازی در رابطه (۱۷) به‌دست آمده است (Belessiotis *et al.*, 2010).

$$(Mc)_{st}\frac{dT_{st}}{dt} = Q_u - (UA)_{st}(T_{st} - T_{am}) \qquad (۱۷)$$

$(Mc)_{st}$ ظرفیت حرارتی مایع مخزن، $(UA)_{st}$ ضریب انتقال حرارت کلی در مخزن ذخیره‌سازی است و دمای مخزن ذخیره‌ساز در طول شبانه‌روز به‌دلیل تقریبا خطی بودن تغییرات درجه حرارت می‌توان از رابطه (۱۸) محاسبه کرد.

$$T_{st_N} = T_{st} + \frac{\Delta t}{(Mc)_{st}}[Q_u - Q_l - (UA)_{st}(T_{st} - T_{am})] \qquad (۱۸)$$

بیان این نکته مهم است که از میانگین دما (T_f) در معادلات قبلی استفاده شده است. این سطح دما را می‌توان به‌عنوان میانگین مقدار دمای ورودی و خروجی برآورد کرد میزان انرژی مفید از رابطه

(۱۹) به‌دست می‌آید (Bellos *et al.*, 2019).

$$Q_U = \frac{A_a.\eta_{opt}.G_b}{P_1} - \left[\frac{P_0}{P_1} - (UA)_{st}\right].(T_{st} - T_{am}) \quad (۱۹)$$

مقدار A_a برابر با مساحت متمرکزکننده (m^2)، η_{opt} برابر با بازده نوری، G_b برابر با تابش رسیده به زمین (Wm^{-2}) است. پارامترهـای (p_0، p_1 و p_2) به‌صورت روابط (۲۰) تا (۲۲) محاسبه می‌شود (Bellos *et al.*, 2019):

$$p_0 = (UA)_{st} + (UA)_c + \frac{(UA)_c(UA)_{st}}{(UA)_{ex}} \quad (۲۰)$$

$$p_1 = 1 + \frac{(MC)_c}{(MC)_{st}}.\left(1 + \frac{(UA)_{st}}{(UA)_{ex}}\right) + \frac{(UA)_c}{(UA)_{ex}} \quad (۲۱)$$

$$p_2 = (MC)_c.(MC)_{st}/(UA)_{ex} \quad (۲۲)$$

یکی از پارامتری که در رابطه (۲۲) محاسبه نشـده اسـت ضـریب انتقال حرارتی UA است. این پارامتر را می‌تـوان بـا مـدل‌سـازی زیـر تعیین کرد.

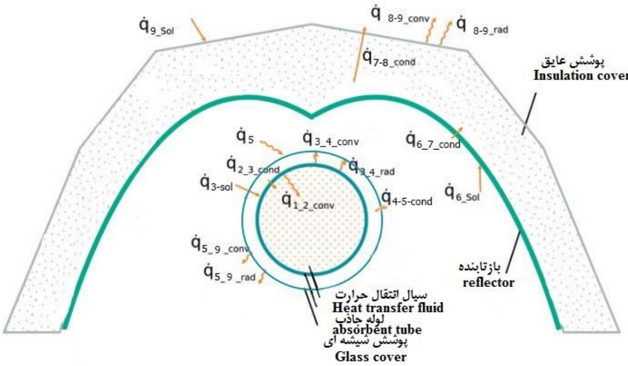
مدل محاسباتی مدل UA

مدل محاسباتی مبتنی بر مدل انتقال حرارت با مقاومـت حرارتـی حالت پایدار یک‌بعدی است، که در آن تمام حالت‌های انتقـال حـرارت مربوط به پدیده های فیزیکی در نظر گرفته می‌شوند. مدل محاسـباتی برای اولین بار توسط (فوریسـتال) سـاخته شـد و بـرای تعیـین بـازده حرارتـی متمرکزکننــده‌هــای خورشــیدی ســهموی اســتفاده شــد (Forristall, 2003). ایـن مـدل مـی‌توانـد رفتـار هـر متمرکزکننـده سهموی را تحت هر شـرایط محیطـی و بـا انـواع پارامترهـای کـاری پیش‌بینی کند. هر یک از قسمت‌های سامانه متمرکزکننده فرنل مورد بررسی در جدول ۱، شماره‌گـذاری و بـا توجـه بـه شـکل ۳ مرزهـای حراتی تعیین می‌شود.

جدول ۱– تعیین مرزهای حراتی با توجه به شکل ۳

Table 1- Determining thermal boundaries according to Figure 3

سطح Surface	شماره Number	سطح Surface	شماره Number
آینه ثانویه secondary mirror surface	6	سیال انتقال حرارت Heat transfer fluid	1
سطح پوشش عایق داخلی Internal insulation coating surface	7	سطح جاذب داخلی Internal absorbent surface	2
سطح پوشش عایق بیرونی Exterior insulation coating surface	8	سطح جاذب خارجی External absorbent surface	3
زمین یا هوا Earth or air	9	سطح پوشش داخلی Interior coating surface	4
		سطح پوشش خارجی Exterior coating surface	5

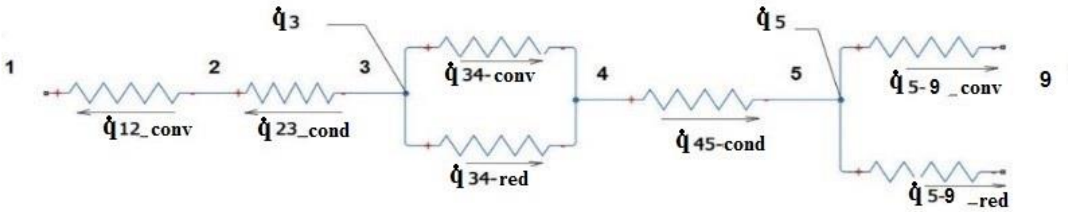


شکل ۳– نمای برش عرضی متمرکزکننده فرنل، شرایط شار حرارتی در نظر گرفته شده بین اجزای مختلف گیرنده فرنل خطی

Fig.3. Cross-sectional view of Fresnel collector, the heat flux conditions considered between the different components of the linear Fresnel receiver

انتقال گرما از طریق هدایت، همرفت و تابش و همچنین تابش خورشیدی جذب‌شده از نظر مدل مقاومت حرارتی اعمال شده است (شکل ۳). اثرات شار گرمایی رسانش، همرفت و تابش توسط معادلات فیزیکی محاسبه می‌شود. همچنین در طول متمرکزکننده ثانویه توزیع همگن تابش خورشید را داریم. با توجه به نتایج ردیابی پرتو نوری بر کل سامانه و با استفاده بازدهی نوری کلی سامانه محاسبات مربوط به شار حرارتی خورشیدی قابل اندازه‌گیری است. انتقال گرما به محیط خارجی با ترکیب دمای محیط و سرعت باد مشخص می‌شود. این مدل برای پیکربندی گیرنده‌ی نشان داده شده در شکل ۳ توسعه یافته است. برای آنالیز حرارتی سامانه از مدل نمایش داده شده در شکل ۴ استفاده شد.

مشخصات هندسی سامانه در جدول ۲ آمده است.



شکل ٤– مدل مقاومت حرارتی عبوری از متمرکزکننده فرنل

Fig.4. Thermal resistance diagram passing through the Fresnel collector

جدول ۲– مشخصات هندسی سامانه

Table 2- Geometric specifications of the system

تعریف **Definition**	**پارامتر** **Parameter**	**مقدار** **Amount**
قطر داخلی جاذب Absorbent inner diameter- mm	D_{ri}	66
قطر خارجی جاذب Absorbent outer diameter- mm	D_{ro}	70
قطر داخلی کاور Inner diameter of the cover- mm	D_{ci}	109
قطر خارجی جاذب Absorbent outer diameter-mm	D_{co}	115
مساحت جاذب Absorbent area-m^2	Ar	0.66
مساحت پوشش Coverage area-m^2	Ac	1.08
طول جاذب Absorbent length-m	L	3

مقدار ضریب اتلاف حرارتی متمرکزکننده از رابطه‌ی (۲۳) محاسبه شده است.

$$(UA)_C=\left[\frac{1}{h_{12_conv}+Ari}+\frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2k_{cu}\pi L}+\frac{1}{(h_{34_conv}+h_{34_rad})Aro}+\frac{\ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2k_{glass}\pi L}+\frac{1}{\left(h_{5,10_conv}+h_{5,10_rad}\right)Aro}\right]^{-1} \quad (۲۳)$$

با توجه به نوع جریان (جریان آشفته) سیال عدد ناسلت از رابطه‌ی (۲۴) به‌دست می‌آید. ضریب انتقال حرارت بین دیواره جاذب و سیال از رابطه (۲۵) محاسبه شده است (Mokhtar *et al.*, 2016).

$$Nu=\frac{h_{12_conv}.D_{ri}}{k}=0.023Re^{0.8}.Pr^{0.4} \quad (۲۴)$$

$$h_{12_conv}=\frac{k.Nu}{D_{ri}} \quad (۲۵)$$

مقادیر عدد رینولز و پرانتل از رابطه‌های (۲۶) و (۲۷) قابل محاسبه است (Bellos, Tzivanidis, Korres, & Antonopoulos, 2015).

$$Re = \frac{4.\dot{m}}{\pi.D_{r1}.\mu} \qquad (۲۶)$$

$$Pr = \frac{\mu.c_p}{k} \qquad (۲۷)$$

ضرایب انتقال حرارت از رابطه (۲۸) و (۲۹) محاسبه می‌شود (Duffie, Beckman, & Blair, 2020).

$$h_{34_conv} = \left(3.25 + 0.0085\frac{T_r - T_c}{4r_2}\right)\frac{A_c}{A_r} \qquad (۲۸)$$

$$h_{34_rad} = \frac{\varepsilon\sigma.\left({T_r}^2 + {T_c}^2\right).\left(T_r + T_c\right)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right).\left(\frac{A_r}{A_c}\right)} \qquad (۲۹)$$

در روابط بالا T_c دمای کاور (°C) و T_r برابر با دمای جاذب (°C)، مقادیر A_r و A_c برابر با مساحت جاذب و کاور شیشه‌ای $[M^2]$ می‌باشد. ε برابر با ضریب صدور سطح جسم و σ ثابت استفان بولتزمن $5.6 * 10^{-8}$ $(Wm^{-2}k^{-4})$ است.

$$h_{5,10_conv} = \frac{8.6 * Vair^{0.6}}{L^{0.4}} \qquad (۳۰)$$

مقدار $Vair$ برابر با سرعت باد در محیط $(\mathrm{m\ s^{-1}})$ و L برابر با طول متمرکزکننده (m) است.

$$h_{5,10_rad} = \varepsilon\sigma\left({T_c}^2 + {T_{am}}^2\right)\left(T_c + T_{am}\right) \qquad (۳۱)$$

T_{am} برابر با دمای محیط (°C) است. مقدار ε_r از رابطه‌ی (۳۲) به‌دست می‌آید.

$$\varepsilon_r = 0.05599 + 1.039.10^{-4}.T_r + 2.249.10^{-7}.{T_r}^2 \qquad (۳۲)$$

انرژی ذخیره شده روزانه

با استفاده از پارامترهای سامانه، تابش مستقیم خورشید (H_b)، میانگین اصلاح کننده زاویه حادثه روزانه (K_{mean})، دمای اولیه مخزن ذخیره‌سازی (T_{st0}) و میانگین دمای روزانه محیط، انرژی ذخیره شده روزانه در مخزن را می‌توان به‌صورت زیر نوشت (Bellos *et al.*, 2019).

$$E_{st} = F_1.K_{mean}.H_b + F_2.(T_{am} - T_{st0}) \qquad (۳۳)$$

مقادیر F1 و F2 از رابطه‌های (۳۴) و (۳۵) به‌دست می‌آیند. مقدار N برابر با تعداد ساعات روز است.

$$F_1 = \frac{A_a.\eta_{opt.0}}{P_1 + \frac{P_0.N}{2(MC)_{st}}} \qquad (۳۴)$$

$$F_2 = \frac{P_0.N}{P_1 + \frac{P_0.N}{2(MC)_{st}}} \qquad (۳۵)$$

مدل‌سازی اکسرژی

برای مدل‌سازی در ابتدا باید مقدار کل اکسرژی را به‌دست آورد که می‌توان از فرمول پتلا (۳۶) استفاده نمود (Petela, 2003).

$$E_s = Q_s.\left(1 - \frac{4}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right] + \frac{1}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right]^4\right) \qquad (۳۶)$$

T_0 برابر با دمای محیط و T_{sun} برابر با دمای خورشید است. اکسرژی مفید از رابطه‌ی (۳۷) به‌دست آمده است (Bellos *et al.*, 2017):

$$E_u = m.c_p.(T_{out} - T_{in}) - m.c_p.T_0 Ln\left[\frac{T_{out}}{T_{in}}\right] - \frac{T_0.m.\Delta P}{T_{fm}.\rho_{fm}} \qquad (۳۷)$$

رابطه (۳۷) را می‌توان برای مایعات و گازها استفاده کرد. در مایعات، آخرین افت فشار (ΔP) معمولاً کم است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد. همچنین کار با سیالات گازی به دلیل چگالی کم گازها با از دست دادن فشار زیاد همراه است و باید مورد توجه قرار گیرد.

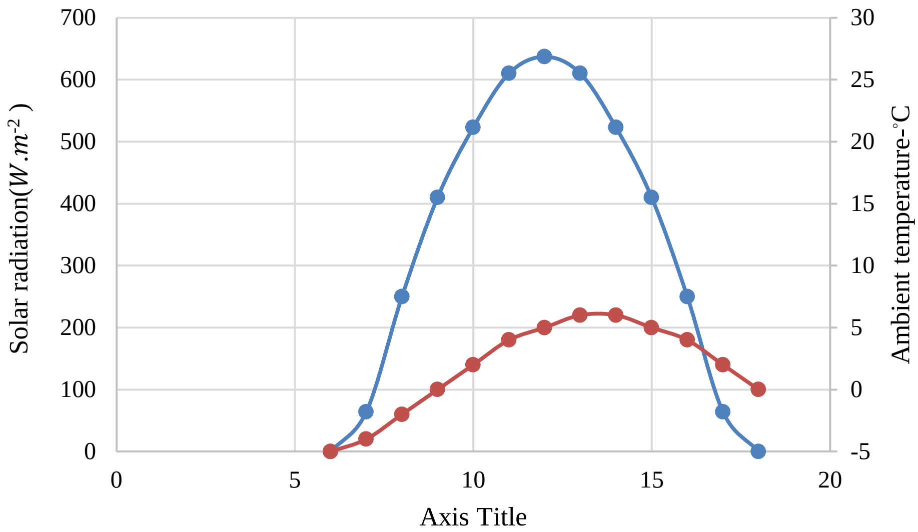
بازده اکسرژی (ηex) نسبت اکسرژی مفید (Eu) به اکسرژی خورشیدی (Es) است که با روابط (۳۸) و (۳۹) محاسبه شد (Bellos *et al.*, 2018):

$$\eta_{ex} = \frac{E_u}{E_s} = \frac{Q_u.\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)}{Q_s * \left(1 - \frac{4}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right] + \frac{1}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right]^4\right)} \qquad (۳۸)$$

$$\eta_{ex} = \eta_{th} * \frac{1 - \frac{T_0}{T}}{1 - \frac{4}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right] + \frac{1}{3}.\left[\frac{T_0}{T_{sun}}\right]^4} \qquad (۳۹)$$

نتایج و بحث

با توجه به رابطه (۷) و نتایج جدول ۳ مقدار بازدهی نوری کل برابر با ۷۰ درصد است. برای محاسبه میزان انرژی خورشیدی شهرکرد به عرض جغرافیایی ۳۲ درجه نیاز به ضریب ابر است. این مقدار برای شهرکرد برابر با ۰/۳ است (Jafarpour & Mahmoud, 2001) مقدار انرژی تابشی خورشید از رابطه (۵) محاسبه شده است. مطابق شکل ۵ بیشترین تابش در ساعت ۱۲ و تابش موثر از ساعت ۷ صبح تا ۱۷ است. لذا با توجه به شرایط انتقال حرارت اشاره شده، مشخصات ترمودینامیکی سامانه در جدول ۲ به‌دست آمده است.



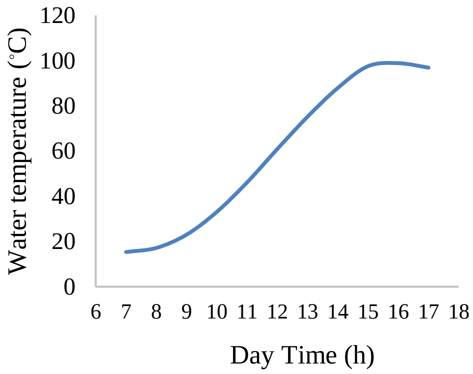
شکل ۵– متوسط انرژی خورشیدی شهرکرد در تاریخ ۱۰/۱۵ برحسب ساعت روز
Fig.5. Average chart of Shahrekord solar energy on 1/5 in terms of daylight hours

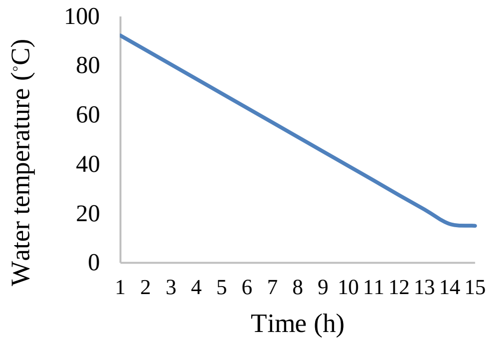
جدول ۳– مشخصات ترمودینامیکی سامانه
Table 3- Thermodynamic characteristics of the system

تعریف **Definition**	پارامتر **Parameter**	مقدار **Amount**
ظرفیت حرارتی مخزن ذخیره‌سازی Storage tank heat capacity (W)	$(MC)_{st}$	1050*10^3
ظرفیت حرارتی متمرکزکننده Collector heat capacity (W)	$(MC)_C$	$16.38 * 10^3$
ضریب اتلاف حرارتی مخزن ذخیره‌سازی Storage tank heat loss coefficient (Wk^{-1})	$(UA)_{st}$	2.09
ضریب اتلاف حرارتی متمرکزکننده Collector heat loss coefficient (Wk^{-1})	$(UA)_C$	4
ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی Overall heat transfer coefficient in heat exchanger (Wk^{-1})	$(UA)_{ex}$	460
حجم مخزن ذخیره‌سازی Storage tank volume (kg)	V	250
جرم جریان Flow mass (kgs^{-1})	m_f	0.7
بازده نوری کل Total optical efficiency	η_{opt}	70%
جذب گیرنده Receptor absorption	α	0.92
انتقال پوشش Cover transfer	τ	0.95
بازتاب آینه Mirror reflection	ρ_{mir}	0.94
ضریب اصلاح‌کننده زاویه بازتاب خورشید Incident angle modifier	k	0.92

نتایج عملکرد روزانه سامانه

نتایج مربوط به عملکرد روزانه عمدتا با استفاده از خروجی گرمایی مفید و همچنین سطح دمای مایع بیان می‌شود. در مرحله اول، نتـایج مربوط به یک روز آفتابی داده مـی‌شـود عملکـرد مخـزن حرارتـی بـا استفاده از رابطه‌ی (۱۸) در شبانه‌روز در شکل ۶ نشان داده شده است.





شکل ٦– عملکرد حرارتی مخزن: گرمایش سیال مخزن به کمک سامانه متمرکزکننده فرنل (راست)، سرمایش سیال به‌منظور ایجاد حرارت شبانه مورد نیاز در گلخانه (چپ)

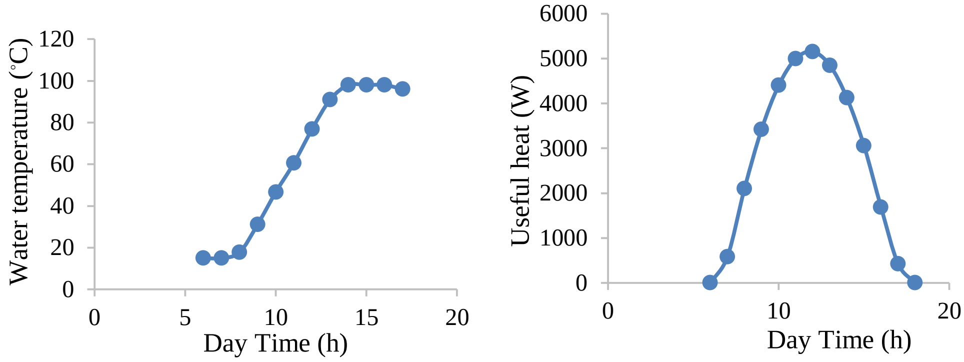
Fig.6. Thermal performance of the tank: heating of the tank fluid using the Fresnel collector system (Right), cooling of the fluid to create the required night heat in the greenhouse (Left)

با توجه به گلخانه نمونه با نیاز حرارتی متوسـط ۱۹۶۰ وات بـرای ثابت نگه داشتن دمای ۱۵ درجه‌ی گلخانه بـا اسـتفاده از رابطـه (۱۸) نیاز به مخزن حرارتی با حجم ۲۵۰ لیتر است. تعداد ردیف آینـه‌هـا بـا توجه به بازده نوری ۷۰ درصد محاسبه شده از رابطه (۷) و با توجه به نیاز حرارتی گلخانه با استفاده از رابطه (۹) تعداد و مساحت کلی آینه‌ها محاسبه می‌شود. دلیل استفاده از المنت حرارتی محاسبه نشدن تلفات حرارتی بازتابنده فرنل خطی اسـت. کـه بعـد از محاسـبه ایـن مقـدار به‌عنوان سیستم کمکی گرمایشی استفاده می‌شود.

همانطور که در شکل ۶ مشـخص اسـت بـرای یـک شـب سـرد زمستانی با کمینه دمای منفی ۲۰ درجه دمـای مخـزن آب بـا وجـود المنت حرارتی ۷۰۰ وات می‌تواند پاسخ‌گوی نیاز حرارتی برای گلخانـه تا ۱۵ ساعت باشد (شکل ۶ چپ). همچنین عملکرد متمرکزکننـده بـه گونه‌ای طراحی شده است کـه در طـول یـک روز زمسـتانی توانـایی گرمایش ۲۵۰ لیتر آب را تا نقطه جوش در مـدت کـاری ۸ سـاعت را داشته باشد (شکل ۶ راست). در مقایسـه بـا کـار انجـام شـده توسـط (Jafari *et al*., 2017) می‌توان بیان نمـود آزمـایش انجـام شـده در شهر کرمان با عرض جغرایایی پایین‌تری صورت گرفته و دارای تابش خورشیدی بالاتری نسبت به کار حاضر است.که خود دلیلی بر افزایش کارایی حرارتی متمرکزکننده است.

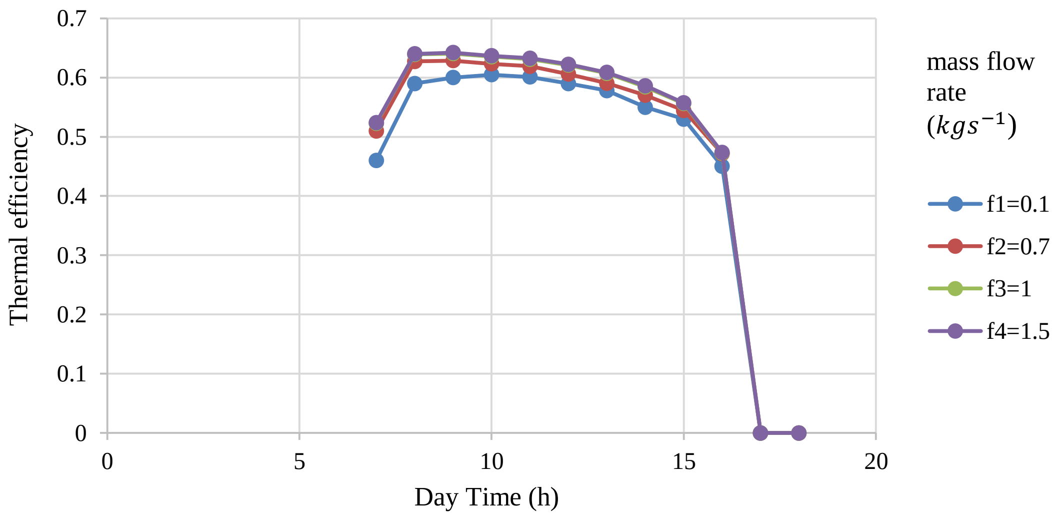
شکل ۷ تولید گرمای مفید در طول روز را نشان مـی‌دهـد. نتـایج نظری از رابطه (۱۹) به‌دست آمده است. بدیهی است که تولید گرمای مفید از مقادیر تابش پرتوی خورشیدی پیروی می‌کنـد، بـدین ترتیـب بالاترین تولید گرمای مفید در دوره زمانی نزدیک به ظهر خورشـیدی مشاهده می‌شود و برابر با ۵۱۵۲ وات است.

همان‌طور که در شکل ۸ مشخص است بیشترین بـازده حرارتـی متمرکزکننده فرنل در طـول روز ۶۴ درصـد و میـزان بـازده متوسـط روزانه ۵۶/۴ درصـد اسـت. از دلایـل کـاهش بـازده متمرکزکننـده از ساعت ۱۲ به بعد کم شدن شدت تابش خورشیدی، افـزایش اخـتلاف دمای متمرکزکننده و دمای محیط می‌توان نام برد. افزایش نرخ دبـی آب باعث افزایش بازدهی حرارتی مـی‌شـود. نتـایج بـه‌دسـت‌آمـده از مطالعات مختلف نشان می‌دهد متمرکزکننده فرنل خطی با اسـتفاده از طراحی جدید می‌تواند بازدهی حرارتی بالایی داشته باشد (Bellos *et al*., 2018). به‌طور مثال متمرکزکننده سهموی خطی دارای بـازدهی حداکثر ۷۰ درصد اسـت (Jafari *et al*., 2017). باتوجـه بـه بـازدهی به‌دست‌آمده در روز به میـزان ۶۴ درصـد رسـید کـه قابـل رقابـت بـا متمرکزکننـده‌هـای سـهموی اسـت. در مطالعـات دیگـری بـازدهی متمرکزکننده فرنل خطی در ظهر به حـدود ۶۵ درصـد رسـیده اسـت (Ma *et al*., 2018).



شکل ۷– تولید گرمای مفید در طول روز توسط متمرکزکننده، متمرکزکننده فرنل (راست) و تغییرات دمای آب متمرکزکننده در طول روز (چپ)

Fig.7. Useful heat production during the day by Fresnel collector (Right) and collector water temperature changes during the day (Left)



شکل ۸– نمودار بازده حرارتی متمرکزکننده فرنل در طول روز

Fig.8. Fresnel collector heat efficiency diagram during the day

جدول ٤– بازده اکسرژی با توجه به شرایط روزانه سامانه

Table 4- Express efficiency according to the daily conditions of the system

زمان روز **Day Time (h)**	دما **Temperature (°C)**	بازده حرارتی **Thermal efficiency**	بازده اکسرژی **Exergy efficiency (%)**
7	15	0.56	3.5
8	17.73	0.64	4.3
9	31.15	0.65	7
10	46.66	0.65	10
11	60.55	0.65	12
12	76.80	0.64	15
13	90.97	0.63	17
14	98	0.56	15
15	98	0.41	11
16	98	0.25	7
17	98	0.05	1

تحلیل اکسرژی

تجزیه و تحلیل اکسرژی متمرکزکننده شامل تحلیل اکسرژی نوری خورشیدی، اکسرژی تولیدشده مفید و تلفات اکسرژی است. می‌توان از مدل پتلا برای تخمین جریان اکسرژی در تابش خورشیدی ورودی استفاده کرد. این مدل خورشید را مخزن تابشی دما (Tsun) در نظر می‌گیرد که دما در لایه‌های بیرونی آن ۵۷۷۰ درجه‌ی کلوین تخمین زده می‌شود. از روابطه (۳۸) و (۳۹) بازده اکسرژی محاسبه و نتایج در جدول ۴ نشان داده شده است. می‌توان بیان نمود بازده اکسرژی تابعی از بازده و اتلاف حرارتی است. این مقدار به‌تدریج افزایش و سپس کاهش می‌یابد به دلیل افزایش تلفات حرارتی و نوری با افزایش تابش خورشیدی است. بیشترین بازده اکسرژی برابر با ۱۷ درصد در ساعت ۱۳ است که مقادیر به‌دست آمده با نتیجه مطالعات قابل بررسی است بیشینه این مقدار برابر با ۱۹/۸۳ درصد است (Bellos *et al*., 2019).

نتیجه‌گیری

در این مطالعه عملکرد روزانه‌ی جمع‌کننده فرنل خطی همراه با میدان آینه ۱۸ مترمربع، یک جمع‌کننده پارابولیک و مخزن ذخیره عایق‌بندی شده با حجم ۲۵۰ لیتر بررسی شده است، که شامل تجزیه و تحلیل تجربی، فرمول‌بندی نظری پدیده‌های حرارتی و نیز شرایط آب و هوایی شهرکرد بوده است. مدل ریاضی توسعه‌یافته بر اساس توازن انرژی در جمع‌کننده و مخزن ذخیره‌سازی است. لذا بر اساس موارد ذکر شده در بخش قبل، نتیجه تحلیل‌های انجام شده به شرح زیر است:

- مدل‌سازی ریاضی پیشنهاد شده برای محاسبه‌ی انرژی خورشیدی از نظر عملکرد روزانه و آنی دقیق است. این مدل هم برای روزهای صاف و هم ابری به دلیل استفاده از ضریب ابر معتبر است، بنابراین می‌توان آن را در انواع شرایط آب و هوایی اعمال کرد.
- معادلات تحلیلی برای اصلاح‌کننده زاویه تابش روزانه جمع‌کننده، پیشنهاد شده است. این معادلات امکان ارزیابی سریع و دقیق نوری LFR را فراهم می‌آورد.
- حداکثر تولید گرمای مفید سامانه فعلی برای ماه بهمن نزدیک به ظهر خورشیدی است و در حدود ۵/۲کیلووات است (شکل ۷)، در حالی‌که افزایش دمای مایع در مخزن حرارتی ۱۶ درجه سلسیوس است.
- بیشترین بازده حرارتی متمرکزکننده فرنل در طول روز ۶۴ درصد است و میزان بازده متوسط روزانه ۵۶/۴درصد است.
- مهم‌ترین پارامترهایی که بر تولید انرژی مفید تأثیر می‌گذارند، موقعیت خورشیدی در طول روز و میزان ابر در روز است.
- سامانه توانایی گرمایش آب ذخیره در منبع را تا دمای ۹۸ درجه در روز را دارد. این مقدار تا ساعت ۱۴ قابل دسترس است.
- از سامانه مورد بررسی می‌توان برای گرمایش تا میزان۱۲۶۰وات بدون گرم‌کننده‌ی مخزن به مدت ۱۵ ساعت استفاده کرد. این مقدار گرمایش برای استفاده در مصارف خانگی، دستگاه‌های تولید مثل گرمایی و گلخانه‌ها استفاده کرد. مقیاس‌های بزرگ‌تر برای استفاده‌های نیروگاهی، تولید برق، تولید بخار صنایع غذایی و آب شیرین‌کن‌های صنعتی قابل استفاده است.
- سامانه دارای بازدهی متوسط حرارتی ۵۶ درصدی دست پیدا کرد. که یک مقدار مناسب و قابل رقابت با سایر فناوری‌های مشابه است. در حالی که هزینه ساخت و نگهداری به مراتب پایین‌تری از رقبا برخوردار است.
- کاهش بازدهی اکسرژی به دلیل کاهش یافتن بازدهی حرارتی سامانه و نیز افزایش اختلاف حرارتی دمای متمرکزکننده و محیط است. با کاهش تلفات حرارتی می‌توان به مقادیر بالاتری دست یافت. همچنین می‌توان بیان نمود که نوع طراحی سامانه ما را از به‌دست آوردن مقادیر بالاتر دمای سیال محدود می‌کند (در سامانه از تغییر فاز آب به بخار جلوگیری شده است) که خود دلیلی بر کاهش بازدهی اکسرژی سامانه است.

References

1. Anifantis, A. S., Colantoni, A., & Pascuzzi, S. (2016). Thermal energy assessment of a small scale photovoltaic, hydrogen and geothermal stand-alone system for greenhouse heating. *Renewable Energy*, *103*, 115-127. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.11.031
2. Attar, I., & Farhat, A. (2015). Efficiency evaluation of a solar water heating system applied to the greenhouse climate. *Solar Energy*, *119*, 212-224. https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.06.040
3. Babu, M., Raj, S. S., & Arasu, A. V. (2019). Experimental analysis on Linear Fresnel reflector solar concentrating hot water system with varying width reflectors. *Case Studies in Thermal Engineering*, *14*, 100444. https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100444
4. Balaji, S., Reddy, K. S., & Sundararajan, T. (2016). Optical modelling and performance analysis of a solar LFR

receiver system with parabolic and involute secondary reflectors. *Applied Energy*, *179*, 1138-1151. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.082

5. Barbón, A., Barbón, N., Bayón, L., & Otero, J. A. (2016). Theoretical elements for the design of a small scale Linear Fresnel Reflector: Frontal and lateral views. *Solar Energy*, *132*, 188-202. https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.054
6. Barbón, A., Fernández-Rubiera, J. A., Martínez-Valledor, L., Pérez-Fernández, A., & Bayón, L. (2021). Design and construction of a solar tracking system for small-scale linear Fresnel reflector with three movements. *Applied Energy*, *285*, 116477. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116477
7. Baudoin, W., Nono-Womdim, R., Lutaladio, N., Hodder, A., Castilla, N., Leonardi, C., De Pascale, S., Qaryouti, M., & Duffy, R. (2013). Good agricultural practices for greenhouse vegetable crops: Principles for mediterranean climate areas. FAO plant production and protection paper (FAO).(book)
8. Bellos, E. (2019). Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors–A critical review. *Thermal Science and Engineering Progress*, *10*, 112-137. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.01.014
9. Bellos, E., Mathioulakis, E., Papanicolaou, E., & Belessiotis, V. (2018). Experimental investigation of the daily performance of an integrated linear Fresnel reflector system. *Solar Energy*, *167*, 220-230. https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.04.019
10. Bellos, E., Mathioulakis, E., Tzivanidis, C., Belessiotis, V., & Antonopoulos, K. A. (2016). Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver. *Energy Conversion and Management*, *130*, 44-59. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.041
11. Bellos, E., Tzivanidis, C., Korres, D., & Antonopoulos, K. A. (2015). *Thermal analysis of a flat plate collector with Solidworks and determination of convection heat coefficient between water and absorber*. In ECOS conference. https://doi.org/10.1177/0957650917712403
12. Belessiotis, V., Mathioulakis, E., & Papanicolaou, E. (2010). Theoretical formulation and experimental validation of the input–output modeling approach for large solar thermal systems. *Solar Energy*, *84*(2), 245-255. https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.10.024
13. Benyakhlef, S., Al Mers, A., Merroun, O., Bouatem, A., Boutammachte, N., El Alj, S., Ajdad, H., Erregueragui, Z., & Zemmouri, E. (2016). Impact of heliostat curvature on optical performance of Linear Fresnel solar concentrators. *Renewable Energy*, *89*, 463-474. https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.12.018
14. Boito, P., & Grena, R. (2021). Application of a fixed-receiver Linear Fresnel Reflector in concentrating photovoltaics. *Solar Energy*, *215*, 198-205. https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.12.024
15. Duffie, J. A., Beckman, W. A., & Blair, N. (2020). *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. John Wiley & Sons; 2020 Mar 24.(book)
16. Ebrahimpour, A., Maaref, M., & Nairi, H. (2009). Comparison of two different methods for estimating air purity coefficient for Iranian cities. *Geography and Planning*, *14*(28), 1-16. (In Persian).
17. Forristall, R. (2003). Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver (No. NREL/TP-550-34169). National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US).
18. Hasandokht, M. (2005). *Greenhouse management (greenhouse product technologies)*. Marze danesh publication, pp: 31-35. (In Persian).
19. Huang, F., Li, L., & Huang, W. (2014). Optical performance of an azimuth tracking linear Fresnel solar concentrator. *Solar Energy*, *108*, 1-12. https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.010
20. Jafari, M., Mortezapour, H., Jafari Naeimi, K., & Maharlooei, M. (2017). Performance Investigation of a Solar Greenhouse Heating System Equipped with a Parabolic Trough Solar Concentrator and a Double-Purpose Heat Exchanger. *Journal of Agricultural Machinery*, *7*(2), 364-378. (In Persian with English abstract). https://doi.org/10.22067/jam.v7i2.56939
21. Jafarpour, Kh., & Karshenas, M. (2001). Cloud coefficient and its application in estimating solar radiation in different climates of Iran. *Iranian Journal of Energy*, *6* (1), 45-56. (In Persian).
22. Kalogirou, S. A. (2012). A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, *48*(1), 298-306. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023
23. Loni, R., Kasaeian, A. B., Asli-Ardeh, E. A., & Ghobadian, B. (2016). Optimizing the efficiency of a solar receiver with tubular cylindrical cavity for a solar-powered organic Rankine cycle. *Energy*, *112*, 1259-1272. https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.109
24. Jovanović, M., Kašćelan, L., Despotović, A., & Kašćelan, V. (2015). The impact of agro-economic factors on GHG emissions: Evidence from European developing and advanced economies. *Sustainability*, *7*(12), 16290-16310. https://doi.org/10.3390/su71215815
25. Ma, J., & Chang, Z. (2018). February. Understanding the effects of end-loss on linear Fresnelcollectors. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (Vol. 121, No. 5, p. 052052). IOP Publishing. https://doi.org/10.1088/1755-1315/121/5/052052
26. Mokhtar, G., Boussad, B., & Noureddine, S. (2016). A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water:

theoretical and experimental study. *Case Studies in Thermal Engineering*, *8*, 176-186. https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.06.006

27. Nixon, J. D., Dey, P. K., & Davies, P. A. (2013). Design of a novel solar thermal collector using a multi-criteria decision-making methodology. *Journal of Cleaner Production*, *59*, 150-159. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2013.06.027
28. Ozgener, O., & Hepbasli, A. (2006). An economical analysis on a solar greenhouse integrated solar assisted geothermal heat pump system. *Journal of Energy Resources Technology*, *128*, 28-34. https://doi.org/10.1115/1.2126984
29. Petela, R. (2003). Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy*, *74*(6), 469-488. https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00226-3
30. Qiu, Y., He, Y. L., Cheng, Z. D., & Wang, K. (2015). Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods. *Applied Energy*, *146*, 162-173. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.135
31. Said, Z., Ghodbane, M., Sundar, L. S., Tiwari, A. K., Sheikholeslami, M., & Boumeddane, B. (2021). Heat transfer, entropy generation, economic and environmental analyses of linear Fresnel reflector using novel rGO-Co3O4 hybrid nanofluids. *Renewable Energy*, *165*, 420-437. https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.11.054
32. Smith, P., Clark, H., Dong, H., Elsiddig, E. A., Haberl, H., Harper, R., House, J., Jafari, M., Masera, O., Mbow, C., & Ravindranath, N. H. (2014). Agriculture, forestry and other land use (AFOLU).
33. Smith, P., Martino, D., Cai, Z., Gwary, D., Janzen, H., Kumar, P., McCarl, B., Ogle, S., O'Mara, F., Rice, C., & Scholes, B. (2008). Greenhouse gas mitigation in agriculture. *Philosophical transactions of the royal Society B: Biological Sciences*, *363*(1492), 789-813. https://doi.org/10.1098/rstb.2007.2184
34. Sharma, V., Nayak, J. K., & Kedare, S. B. (2015). Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field. *Solar Energy*, *113*, 114-138. https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.12.026
35. Sherafati, K. (2009). *Investigation of energy consumption indices of cucumber production in Tehran greenhouses*. Final report of the research project of the Institute of Agricultural Technical and Engineering Research. (In Persian).
36. Tagle, P. D., Agraz, A., & Rivera, C. I. (2016). Study of applications of parabolic trough solar collector technology in Mexican industry. *Energy Procedia*, *91*, 661-667. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.227
37. Tzivanidis, C., & Bellos, E. (2016). The use of parabolic trough collectors for solar cooling–A case study for Athens climate. *Case Studies in Thermal Engineering*, *8*, 403-413. https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.10.003
38. Wang, G., Wang, F., Shen, F., Jiang, T., Chen, Z., & Hu, P. (2020). Experimental and optical performances of a solar CPV device using a linear Fresnel reflector concentrator. *Renewable Energy*, *146*, 2351-2361. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.090
39. Xu, C., Chen, Z., Li, M., Zhang, P., Ji, X., Luo, X., & Liu, J. (2014). Research on the compensation of the end loss effect for parabolic trough solar collectors. *Applied Energy*, *115*, 128-139. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.003